管水路圧力流れにおける4方向接合円形マンホールのエネルギー損失の定式化

荒尾 慎司¹・平塚 俊祐²・楠田 哲也³

¹正会員 松江工業高等専門学校教授 環境・建設工学科 (〒690-8518 島根県松江市西生馬町14-4)

E-mail: arao@matsue-ct.jp

²正会員 J-POWER 電源開発株式会社 (〒104-8165 東京都中央区銀座6-15-1)

E-mail: Shunsuke_Hiratsuka@jpower.co.jp

³名誉会員 九州大学高等研究院 (〒819-0395 福岡市西区元岡744)

E-mail: kusuda@kyudai.jp

内水氾濫計算をより正確に実行するには、雨水管や合流管の接合部であるマンホールで生じるエネルギー損失を考慮する必要がある。流入管が1本あるいは2本と流出管が接合する2方向と3方向接合円形落差マンホールにおけるエネルギー損失係数に関して、著者らは定式化を図ってきた。しかし、十字路交差点下で3本の流入管が接合する4方向接合マンホールに関しては、研究例が非常に少ない。そこで本論文では、3本の流入管と流出管が接続する4方向接合円形マンホールを対象として、管水路圧力流れのもとで接続管路の管内径、管内流量を種々変化させた実験を行い、マンホールでのエネルギー損失特性を明らかにする。さらに、管路とマンホールに関する構造要素と水理学的要因を考慮したエネルギー損失係数の算定式を開発する。計算値は実測値をほぼ再現した。

Key Words : crossroads intersection, four-way manhole, formula on energy loss, surcharge flow

1. はじめに

近年、これまでに経験したことのない大雨や局地的集中豪雨の増加によって、水害が頻発し、全国各地で外水氾濫や内水氾濫により大きな被害を受けている。このような被害を少しでも軽減すべく地表面に降った雨水を速やかに排除することを主な目的として雨水管や合流管が整備されている。雨水管や合流管はマンホールを介して接続されており、内径90cmの小さいマンホールは約30m間隔で多数設置されている。管路内の雨水がマンホールを通過する際に流水のマンホール壁面への衝突や流水同士の衝突などにより雨水がスムーズに流下できないような状況になると、マンホールでは無視しえないほど大きなエネルギー損失を生じる^{1),2)}。マンホールを介して接続される雨水管の流下能力の評価には雨水管での摩擦損失とマンホールでの形状損失を組み合わせる計算しなければならない。井藤・高部³⁾は、実験で得られたマンホールでのエネルギー損失を流出解析ソフトXP-SWMMにおけるマンホールの入口部と出口部に与えることにより、浸水シミュレーションを行っている。マンホールでのエネルギー損失を考慮しないときの計算結果に比べて、浸

水発生個所数、溢水量が増加しており、浸水解析におけるマンホールでのエネルギー損失の重要性が改めて示された。1950年以降海外を中心にこれまで流入管1本あるいは2本が流出管と接続する2方向、3方向接合マンホールにおけるエネルギー損失係数や圧力損失係数に関する研究が行われてきた^{4),5),6),7),8),9),10),11)}。また、著者らは海外での研究成果を基にさらに研究を進展させるべく1993年以降マンホールと管路に関して考慮すべき変数を種々変化させた実験並びに定式化を図ってきた^{12),13),14),15),16),17),18)}。しかし、3方向接合マンホールに関しては2本の対向する管路の鉛直方向の落差を組み込んだ計算式が開発されていない等、未だ検討の余地が残されている¹⁸⁾。

道路には十字路交差点や5差路、6差路等の多差路の交差点もあり、そこでの流水のエネルギー損失はより大きくなるものと推察される。十字路交差点下に敷設される4方向接合マンホールにおいては考慮すべき変数が多いため研究例は非常に少ない。中には定式化されているものも見られるが適応範囲に制限があるものや、計算式の考え方に問題があるものなど、適切な値を与えることのできる計算式が未だにないのが現状である^{19),20),21)}。そこで本論文では、4方向接合円形マンホールを対象に、管

内径, 管内流量を種々変化させた実験を行うことで, 4方向接合円形マンホールのエネルギー損失特性を明らかにし, エネルギー損失係数の算定式を開発する.

2. 4方向接合マンホールでの損失を定式化する際に考慮する構造要因と変数

4方向接合マンホールでのエネルギー損失を引き起こす構造上の要因を分類すると以下ようになる.

- (1) マンホールの平面形状 (正方形, 長方形, 円形), 底面形状, マンホール径
- (2) 接合管路の種類 (円管, 矩形管), 管径, 管勾配
- (3) 接合管路の鉛直接合状況 (管頂接合, 管中心接合, 管底接合, 段差接合)
- (4) 接合管路の水平面接合角度

本研究で上記の構造上の変数の中で考慮するものは, マンホール径, 管径, 流入・流出管との間の落差及び接合管路の水平面接合角度とする. マンホールや管路の形状は円形とし形状の違いまでは考慮しない.

これらのことから管水路圧力流れでの4方向接合マンホールのエネルギー損失係数 K_{ei} は, 式(1)に示すように14個の無次元数の関数により表される(図-1参照). 管水路圧力流れではフルード数 $V/\sqrt{gD}$ (V : 管路の断面平均流速, g : 重力加速度, D : 管路の内径)の影響は表れない. また既往の研究^(9, 7, 11)においてレイノルズ数 VD/ν (ν : 流体の動粘性係数)が 10^4 以上でこの影響を無視できることが示されており, 本研究においてもこの影響を無視して検討を進める.

$$K_{ei} = f \left(\frac{b}{D_o}, \frac{y}{D_o}, \frac{D_o}{D_1}, \frac{D_o}{D_2}, \frac{D_o}{D_3}, \frac{Q_o}{Q_1}, \frac{Q_o}{Q_2}, \frac{Q_o}{Q_3}, \frac{S_1}{D_o}, \frac{S_2}{D_o}, \frac{S_3}{D_o}, \frac{\theta_1}{180}, \frac{\theta_2}{180}, \frac{\theta_3}{180} \right) \quad (1)$$

ここに, b はマンホールの内径, D_1, D_2, D_3 はそれぞれ流入管1, 2, 3の内径, D_o は流出管の内径, y はマンホール底面から水面までの距離, Q_1, Q_2, Q_3 はそれぞれ

図-1 4方向接合マンホール

流入管1, 2, 3の流量, Q_o は流出管の流量($Q_o = Q_1 + Q_2 + Q_3$), S_1, S_2, S_3 はそれぞれ流入管1, 2, 3と流出管の間の落差, $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ はそれぞれ流入管1, 2, 3と流出管の水平面接合角度である. 式(1)には管勾配は含まれていないが, マンホールでの損失を算出する際に, ここでは管水路圧力流れを対象としているため, 現場で通常設定される緩勾配であればいずれの勾配の管路でも水平勾配の測定結果とほぼ同じになると考えられる. そこでここでは管路を水平勾配とした. また, 流入・流出管との間の落差 S_i は考慮せず, 管頂接合とする. 本研究では十字路交差点を対象とするため, 流入管1と流出管との間の水平面接合角度は $\theta_1 = 180^\circ$, 流入管2と流入管3では $\theta_2 = \theta_3 = 90^\circ$ とする. 実験における4方向接合マンホールのエネルギー損失係数 K_{ei} と圧力損失係数 K_{pi} は, それぞれ式(2), 式(3)で定義される(図-2参照). エネルギー損失係数 K_{ei} を算出できれば, 式(3)により圧力損失係数 K_{pi} が求められ, マンホール水位を推定することができる. 実流域への適用を考えると, 流出管上流端のエネルギー水頭にマンホールでのエネルギー損失を加えることで流入管下流端のエネルギー水頭を算出できることから, 流出管から見ればマンホールを超えて流入管下流端での境界条件を設定できることになる. これらの損失係数の定義は, 世界中で用いられている共通の定義で, 研究者間で研究成果を比較し議論できるようになっている.

$$K_{ei} = \frac{\Delta E_i}{V_o^2/2g} \quad (2)$$

$$K_{pi} = \frac{\Delta P_i}{V_o^2/2g} = K_{ei} + 1 - \left(\frac{V_i}{V_o} \right)^2 \quad (3)$$

ここに, 下付き添字 i は1のとき流入管1から流出管への流れ方向を, 2のとき流入管2から流出管への流れ方向を表す. ΔE_i はマンホールでのエネルギー損失水頭差, ΔP_i は圧力損失水頭差, V_i は流入管の断面平均流速, V_o は流出管の断面平均流速, g は重力加速度である.

図-2 マンホール部でのエネルギー損失水頭差 ΔE_1 (直管の場合)

3. 流入管を2本以上有するマンホールのエネルギー損失及び圧力損失に関する従来の研究

既往の研究において、流入管2本を有する3方向接合マンホールのエネルギー損失係数、あるいは圧力損失係数に関する研究は、Sangsterら⁴⁾、Townsend & Prins⁵⁾、Lindvall⁶⁾、Marsalek⁷⁾、Johnston & Volker⁸⁾、FHWA⁹⁾、著者ら^{12), 14), 15), 16), 17), 18)}等により行われている。これらの研究は、管内の流れを定常流とし、しかも管路圧力流れを対象としたものがほとんどである。流入管と流出管の接合に落差を考慮した研究は非常に少ないが、その中でも特に著者らは、流入・流出管の落差に着目した研究を進展させた^{15), 16), 18)}。また、2本の流入管の接合角度は一方の管路の接合角度を 180° とし、もう一方の管路の接合角度を 90° としたものや両方の接合角度を 90° としたものがほとんどであり、 90° 以外の研究は、Townsend & Prins⁵⁾によるものだけである。さらに、流入・流出管の管径比を考慮しているのは、Sangsterら⁴⁾、Lindvall⁶⁾、Marsalek⁷⁾、FHWA^{9), 20)}、Hare & O'Loughlin¹⁰⁾、Steinら¹⁹⁾、著者ら^{17), 18)}である。

流入管3本を有する4方向接合マンホールのエネルギー損失係数、あるいは圧力損失係数に関する研究は、Hare & O'Loughlin¹⁰⁾、Steinら¹⁹⁾、FHWA²⁰⁾、Ryuら²¹⁾によりなされている。

以上の既往研究の中から3方向接合マンホールと4方向接合マンホールのエネルギー損失係数あるいは圧力損失係数算定の考え方や計算式の代表的なものを以下に示す。

(1) 3方向接合マンホールのエネルギー損失係数、圧力損失係数に関する従来の研究

Sangsterら⁴⁾は、マンホールのエネルギー損失に影響を与える要因として、横流入管($\theta_2 = 90^\circ$)と流出管の流量比 Q_2/Q_o 、マンホール径比 b/D_o があることを示した。また、主流管($\theta_1 = 180^\circ$)と横流入管($\theta_2 = 90^\circ$)に関する圧力損失係数をマンホールの入り口と出口において連続式と運動量保存式から理論的に算定する式を導いた。なお、マンホール底面のインバートは考慮されていない。この計算式にはマンホール径比 b/D_o と D_o/D_2 の変化を考慮した実験に基づく損失係数の補正係数がある。この補正係数は定式化されていないため、現場でこの値を特定するには補正係数を図から読みとらなければならない。

Johnston & Volker⁸⁾は、実験結果を基に主流管と横流入管に関する圧力損失係数と流量比の関係を定式化した。しかし、この式は管径比を固定(流出管径は流入管径よりも大きい)して得られた実験結果による推定式であり、実験条件と異なる条件下では適用できない。

Lindvall⁶⁾は、マンホールへの流入管と流出管でのエネ

ルギーフラックスの差を表す式を導入し、しかも流入する流れがお互いに影響し合わないと仮定することによりマンホールでの圧力損失水頭差に関する損失係数を導いている。ただし、3方向接合マンホールに接続する横流入管の内径は変化させているものの、流入管1と流出管(直管流れ)の内径を同一とした実験しか実施していないので現場への適用には制限がある。

Marsalek⁷⁾は、開水路流れと管路圧力流れの両方について主流($\theta_1 = 180^\circ$)と横流入($\theta_2 = 90^\circ$)の流量配分を変化させることで詳細な実験を行った。彼は、Lindvall⁶⁾の理論を適用した結果、理論式が実験値を十分表現できることを示している。さらに、彼はマンホールの底面形状と横流入管と流出管の流量比及び損失係数との関係を表にまとめており、雨水管の設計上参考になるデータを提供している。しかし、本研究でもマンホールに接続する流入管1と流出管(直管流れ)の内径を同一とした実験しか実施していない。また、マンホール内の水深は考慮されていない。

FHWA⁹⁾は、*Urban Drainage Design Manual* (以下 UDDM と表記)をインターネット上で公開している。このマニュアルに記載されている式形を式(4)に示す。この式は3方向接合マンホールには適用できるが、4方向接合マンホールに適用できる式形にはなっていない。

$$K_e = K_0 C_D C_d C_Q C_p C_B \quad (4)$$

ここに、 K_0 はマンホール径比 b/D_o と流入・流出管の接合角度 θ_i に関する係数、 C_D は流入・流出管の管径比 D_o/D_i に関する係数、 C_d はマンホール内の水深比 y/D_o に関する係数(管路圧力流れ($y/D_o > 3.2$)で、水深の影響を考慮しない場合、 $C_d = 1$)、 C_Q は流入・流出管の流量比 Q_i/Q_o に関する係数、 C_p は plunging flow, 突入流(マンホール内の水面へ自由落下して衝突する流れ)に関する係数(すべての管が管路圧力流れの場合、 $C_p = 1$)である。 C_B はマンホールの底面形状に関する係数(管径の1/2のインバートが設置されている場合、 $C_B = 0.95$)である。UDDMにおける式(4)は管路形状やマンホール形状を円形としており、式(1)の変数の中で落差以外の変数をすべて網羅している。しかし、著者らの既往研究で管径の組合せや流量比によっては実測値と大きく差が生じることが分かっており、式の適用に関しては問題がある^{16), 17), 18)}。

以上のような研究背景から著者らは、3方向接合円形落差マンホールを対象に UDDM⁹⁾に掲載されている式(4)を基により汎用性の高いエネルギー損失係数の定式化を進めた¹⁸⁾。その算定式を式(5)に示す。

$$K_{ei} = K_0 C_d C_Q C_p C_B + C_{Di} + C_{Dj} + C_{Si} + C_{Sj} \quad (5)$$

$[(i, j) = (1, 2) \text{ or } (2, 1), C_d = 1 (\text{管水路圧力流れ})]$

ここに、下付き添字 i はエネルギー損失係数の計算対象となる流入管の番号、 j は計算対象ではない流入管の番号を表す。 C_{Di} は流出管と計算対象となる流入管の管径比(D_o/D_i)に関する係数、 C_{Dj} は流出管と計算対象ではない流入管の管径比(D_o/D_j)に関する係数、 S_1, S_2 はそれぞれ流入管 1, 2 と流出管の間の落差、 C_{Si} は計算対象となる流入管の落差 S_i に関する係数、 C_{Sj} は計算対象ではない流入管の落差 S_j に関する係数である。

式(5)では流入・流出管の間の落差がない場合には、2本の流入管の接合角度が $90^\circ \leq \theta_1, \theta_2 \leq 180^\circ$ の範囲、落差がある場合には、一方の流入管の接合角度が 180° で、もう一方の接合角度が $90^\circ \leq \theta < 180^\circ$ の範囲において計算が可能である(図-3)。

本研究で得られた計算式においても、対向する2本の流入管($\theta_1 = \theta_2 = 90^\circ$)の落差の変化を考慮するまでには至っておらず検討の余地が残されている。

(2) 4方向接合マンホールのエネルギー損失係数、圧力損失係数に関する従来の研究

Hare & O'Loughlin¹⁰⁾は、マンホールを介さずに直接管路が接続する点接合における運動量の保存式から得られた損失係数にマンホールでの損失増加分 0.3 を加えた式(6)を提案している。

$$K_p = 2.3 - 2.0 \left(\frac{D_o}{Q_o} \right)^2 \left[\left(\frac{Q_1}{D_1} \right)^2 \cos \theta_1 + \left(\frac{Q_2}{D_2} \right)^2 \cos \theta_2 + \dots + \left(\frac{Q_n}{D_n} \right)^2 \cos \theta_n \right] \quad (6)$$

この式は、流入管が何本でも損失係数が得られる式形にはなっている。

図-3 接合角度の適応範囲

図-4 マンホールで生じるエネルギー損失

しかしこの式では、十字路交差点において接続角度 $\theta_1 = 180^\circ, \theta_2 = \theta_3 = 90^\circ$ にすると Q_2, Q_3, D_2, D_3 の変化が損失係数の算定に反映されないという大きな欠点を有している。

1999年にFHWAはSteinらの論文¹⁹⁾を基に式(4)とは全く別の式(7)を提案している。この式には、plunging flow も考慮されている。この式は4方向接合マンホールにも適用できるとされている。

$$K_e = (C_1 C_2 C_3 + C_{4i}) w \quad (7)$$

ここに、 C_1 はマンホール径比 b/D_o に関する係数、 C_2 はマンホール内の水深比 y/D_o に関する係数(管水路圧力流れ($y/D_o > 3.2$)で、水深の影響を考慮しない場合、 $C_2 = 0.82$)、 C_3 は5つの項の和から構成され、横流入量、横流入管の接続角度、plunging flow が考慮されているものの非常に複雑な式形であり定義が不明な係数を含んでいる。 C_{4i} は流入・流出管の管径比 D_i/D_o や流量比 Q_i/Q_o に関する係数、 w はマンホールの底面形状に関する係数である。上述したように式(7)には、定義が不明な係数があることから計算することできない。また、この論文には実験値は掲載しておらず、計算値との比較結果もないため計算式の妥当性も判断できない。

1999年に提示された式(7)とは全く異なる式(8)を2009年にFHWA²⁰⁾は提案している。この再度の計算式の抜本的な改訂の理由は、管路やマンホールにかかわる流況などの条件によっては従来の式では妥当な計算値が得られないからだとしている。

$$E_a = E_{ai} + H_B + H_\theta + H_p \quad (8)$$

ここに、図-4に示すように E_a はマンホール入口でのエネルギー水頭、 E_{ai} はマンホール出口でのエネルギー水頭、 H_B はマンホール底面形状に関する付加的なエネルギー損失、 H_θ は $\theta = 180^\circ$ 以外の接続角度のときの付加的なエネルギー損失、 H_p はplunging flow があるときの付加的なエネルギー損失である。

マンホール出口直下での流出管のエネルギー水頭 E_i に流出管への入口損失水頭を加えたものが E_{ai} となる。さらに、式(8)に流入管の出口損失を加えたものが、マンホール直上流でのエネルギー水頭になる。このようにしてマンホール下流側のエネルギー水頭からマンホール上流側のエネルギー水頭を算出している。しかし、このマニュアルでは、常に流入管の出口損失係数を0.4、流出管の入口損失係数を0.2と固定した値が用いられている。流入管の出口損失は流入管からの流入水がマンホール内で流れが拡大するときの損失であり、これは流入管の面積とマンホール内での流れの拡大による面積の比率に関

係する。マンホールの内径によってこの拡大面積は変化し、それに伴って急拡大による損失係数も変化するため、流入管の出口損失係数を 0.4 に固定していることは問題である。また、マンホール出口から下流管で生じる急縮後の急拡大による損失もマンホールの内径と下流管の内径の比率が変化すると損失係数も変化するので流出管の入口損失係数を 0.2 と固定していることにも問題がある。さらに、従来の研究⁹⁾によれば同一径の流入管と流出管が 1 本ずつ接続する 2 方向接合マンホールにおいては、マンホール水深が管径の 2 倍程度以上であれば、マンホール径と管径の比率の変化に伴いマンホールでの損失係数は 0.1~0.4 程度になることが明らかにされている。以上のことから、マニュアルにあるこれらの値の設定は合理的でなく、しかも、これらの損失係数の合計値 $0.4+0.2=0.6$ はマンホール内での付加的なエネルギー損失を除いて最初に設定する値としては過大に見積もっておりこの計算式の大きな問題点である。実績では溢水していないが管路が圧力流れとなる降雨強度において直管に接続するマンホール全てに損失係数 0.6 を設定すると、広範囲に浸水すると予想される。

Ryu ら²¹⁾は十字路交差点を対象とした 4 方向接合マンホールを対象に実験的検討を行っている。マンホール形状は正方形と円形の 2 種類、管径は 1 種に固定（流入管径=流出管径）している。また、流出管からの流出量を 4 種とし、流入量と流出量の流量比を 6 種設定して実験を行っている。ただし、2 本の対向する横流入管からの流入量はいずれの流量条件でも同じにしている。この実験では流入管と流出管の管径をすべて同一にしていることから、この実験結果を実務に適用することはほとんどできないと考えられる。以上の研究の詳細については、参考文献を参照されたい。

以上のように、4 方向接合マンホールに関しては、式 (1) の変数を網羅したエネルギー損失係数、あるいは圧力損失係数を算出できる適切な計算式は未だ皆無である。そこで本論文では、まず 4 方向接合円形マンホールを対象に、管路の鉛直方向の接続は管頂接続として管内径、管内流量を種々変化させた実験を行うことで、マンホールのエネルギー損失特性を明らかにする。さらに、著者が既往研究¹⁸⁾で開発した 3 方向接合円形マンホールのエネルギー損失係数の計算式を作成する手順をもとに 4 方向接合円形マンホールのエネルギー損失係数の算定式を開発する。

4. 実験装置および実験方法

(1) 実験装置

本研究で用いている実験装置の概要を図-5 に示す。実

図-5 実験装置の概要（平面図）

験装置におけるマンホールと管路の材質は、透明なアクリルパイプである。模型は実規模（マンホール径90cm、管径25cm等）の1/5の縮小模型であり、マンホール形状を円筒として、実物よりも簡易なモデルとしている。マンホール底面には、管内径の1/2に相当するインバートを設置している。なお、流入管と流出管の鉛直方向の接続は、現場で多用されている管頂接続とした。

(2) 実験方法

- 1) 3ヶ所の流量調節バルブにより、管内を管路圧力流れにして流入管 3 本の流量をそれぞれ所定の流量に設定する。このときの流量は±1%以内の誤差で所定の値に設定している。
- 2) 流入管の内壁頂部から水面までの距離をマンホール水深 h とし、それが所定の値になるように流出管末端部の越流水槽内の堰高を調整する。
- 3) マンホール水深 h は、マンホール外壁に取り付けた 4 点のメジャーにより測定し、それらの平均値を測定値とする。なお、本研究では管路の接続を現場で多用されている管頂接続としていることからマンホールに接続する管径が変化しても 4 か所とも管路の内壁頂部の位置を 0cm としてマンホール水深を計測している。
- 4) 3 本の流入管及び流出管にそれぞれ 3ヶ所ずつ取り付けられたマノメータによって管内の圧力水頭を 2 回測定した。マンホール内の水深が小さいときには、スケールの大きな渦の発生により水面変動が大きくなることから、マノメータの水面も上下に変動する。マンホール内の水深が大きときにはマノメータの水面はほとんど変動しない。いずれの水深でも各マノメータの水面の平均的な位置を 1 度読んで、その値の信頼性を確認するためもう 1 度読んでからこの 2 回の平均値を採用している。この手法により妥当な結果を得ることがで

きている。この圧力水頭の平均値に速度水頭($V_l^2/2g$)を加えたものからエネルギー線を計算することにより、マンホール部でのエネルギー損失水頭差 ΔE_l を求める(図-2 参照)。さらに、式(2)によりエネルギー損失係数 K_{ei} を、式(3)により圧力損失係数 K_{pi} を算出し、各流量比における水深比 h/D_o が2以上の損失係数の平均値をそれぞれの流量比における損失係数の代表値とする。後述するように、損失係数を定式化するには、水深の影響を考慮していない。

(3) 実験条件

表-1 に管内径(D_1, D_2, D_3, D_o)の組み合わせを示す。また表-2 に示すように、流入管1の流量 Q_1 、流入管2の流量 Q_2 及び流入管3の流量 Q_3 を変化させ、流量比 Q_{lat}/Q_o ($Q_{lat} = Q_2 + Q_3$)を6種設定した。実際にはこれらの3種の流量を任意に設定する必要があり、流量の組み合わせは非常に多くなる。実験条件は少なくなっても、定式化する際の方向性を見出すことも重要であることから、現実ではそうなるとは限らないが、今回は対向する2本の流入管の流量を同じにした条件下で検討を進めることにする。それぞれの条件でマンホール内の水深 h を5cmから30cmの間で変化させた。なお、管内径を3cmにすると、流入量を20/s及び1.50/sとした場合、管路の摩擦損失水頭が非常に大きくなることから動水勾配線が上流水槽を超えて溢れるため、管内径を3cmとした管路への流入量は10/sとし、その他の管路への流入量は流量比が表-2と同じになるように設定し直した。

5. 実験結果及び考察

(1) 流入管を同一径とした場合

図-6 と図-7 にエネルギー損失係数 K_{ei} と流量比 Q_{lat}/Q_o の関係を示す(図-8 参照)。図中の凡例で Type A(5-5-5)の()の中の数字は、左から管路の直径 D_1, D_2, D_3, D_o を表している。

表-1 管径の組み合わせ

	D_1 (cm)	D_2 (cm)	D_3 (cm)	D_o (cm)
Type A	5	5	5	5
Type B	5	5	5	6
Type C	4	4	4	6
Type D	3	3	3	6
Type E	3	5	4	6

表-2 流量の設定

流量条件	No.1	No.2	No.3	No.4	No.5	No.6
流入管1 Q_1 (ℓ/s)	2.00	1.50	1.00	0.67	0.50	0.00
流入管2 Q_2 (ℓ/s)	0.00	0.25	0.50	0.67	0.75	1.00
流入管3 Q_3 (ℓ/s)	0.00	0.25	0.50	0.67	0.75	1.00
流出管 Q_o (ℓ/s)	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00
流量比 Q_{lat}/Q_o	0.00	0.25	0.50	0.67	0.75	1.00

$$Q_{lat} = Q_2 + Q_3 (Q_2 = Q_3)$$

また3本の流入管におけるそれぞれのエネルギー損失係数を合成した損失係数 K を式(9)に示す。図-9 にエネルギー損失係数 K と流量比 Q_{lat}/Q_o の関係を示す。横軸の Q_{lat} は $Q_{lat} = Q_2 + Q_3$ (実験では $Q_2 = Q_3$)と定義している。現場では必ずしも $Q_2 = Q_3$ とはならないが、今回はこのように設定した。将来的には Q_2 と Q_3 が異なる場合も視野に入れて研究を進めている。

$$\begin{aligned} K &= K_{e1} \left(\frac{Q_1}{Q_o} \right) + K_{e2} \left(\frac{Q_2}{Q_o} \right) + K_{e3} \left(\frac{Q_3}{Q_o} \right) \\ &= K_{e1} \left(\frac{Q_1}{Q_o} \right) + K_{e2} \left(\frac{Q_2 + Q_3}{Q_o} \right) \\ &= K_{e1} \left(\frac{Q_1}{Q_o} \right) + K_{e2} \left(\frac{Q_{lat}}{Q_o} \right) \quad (K_{e2} = K_{e3}) \quad (9) \end{aligned}$$

図-6 に示す流入管1に関するエネルギー損失係数 K_{e1} では、Type A($D_o/D_1 = D_o/D_2 = D_o/D_3 = 1.0$)と Type B($D_o/D_1 = D_o/D_2 = D_o/D_3 = 1.2$)を比較すると、流量比全体を通して Type Bの方が Type Aよりも損失係数は見かけ上やや大きくなっている。これは式(2)にも示す通り、損失係数を算出する際にエネルギー損失水頭を流出管の速度水頭で割っていることによる。Type Bの方が流出管が5cmから6cmに拡大した分だけ、マンホールから流出管へ流れやすくなりエネルギー損失はやや減少することになる。

Type Cや Type Dのように管径を小さくすると、流量比 Q_{lat}/Q_o が小さくなるにつれて、つまり流入管1からの流量が多いほど直管流れに関するエネルギー損失係数 K_{e1} は増大する。これは流入管1の内径 D_1 を5cmから4cm, 3cmと小さくすることで流入管1からの流入速度(速度水頭)が大きくなり、流入管1からの流入水がマンホールを通過し、流出管6cmの管の中で生じる急拡による損失が大きくなるためと推察される。

一方、図-7 に示す横流入管2に関するエネルギー損失係数 K_{e2} では、いずれの Type においてもエネルギー損失係数は流量比が1のときに最大、0のときに最小となっている。

図-6 エネルギー損失係数 K_{e1} と流量比 Q_{lat}/Q_o の関係

流量比が 0.5 より大きい場合、流入管 1 の流量 Q_1 に比べて横流入管の流量 Q_{lat} が多くなる。そのため流入管 1 からの流入水の影響は小さくなり、横流入管からの流入水同士が衝突することから、流量比が 0.7 よりも大きくなると Type C と Type D では速度水頭に相当するエネルギーを失い損失係数が大きくなったと考えられる。横流入管の内径が小さくなると、流入速度が大きくなることで衝突の影響がより大きくなるため、特に Type D ($D_2 = D_3 = 3\text{cm}$) は他の Type に比べて損失係数が大きくなる。逆に流量比が 0.5 より小さくなると、流入管 1 の流量 Q_1 が横流入管の流量 Q_{lat} に比べて多くなるため、横流入管からの流入水は流入管 1 からの流入水に押され、流下しやすくなることにより、損失係数は小さくなる。流入管 1 の内径 D_1 が小さくなるとよりスムーズにマンホール内を流下するため、Type D ($D_1 = 3\text{cm}$) は他の Type に比べて損失係数が小さくなる。

図-7 エネルギー損失係数 K_{e2} と流量比 Q_{lat}/Q_o の関係

図-8 流入水の衝突

図-9 エネルギー損失係数 K と流量比 Q_{lat}/Q_o の関係

また、流量比が 0 から 0.2 付近では損失係数が負の値を示している。この範囲の流量比では流入管 1 からの流入水は横流入管からの流入水に遮られることなく勢い良くマンホール内を流下し、流出管へ流れこむ。このためベルヌーイの定理よりマンホール内の圧力が低下し、それに伴ってマンホール内の水位も低下する。マンホール内の水位が低下したことで横流入管のピエゾ水頭が流出管のエネルギー水頭よりも低くなったため流量比が 0 から 0.2 付近で損失係数が負の値となった。

図-10 と図-11 に流入管と流出管の内径がいずれも 5cm (Type A) で流量比 $Q_{lat}/Q_o = 0$ におけるエネルギー損失係数 K_{e1} と圧力損失係数 K_{p1} の実験結果の一例を示す。

図-10 は流入管 1 に関するもの、図-11 は流入管 2 に関するものである。水は流入管 1 と流出管にのみ流れており、2 本の横流入管は水が静止している状態である。マンホールの内径は 18cm であるが、これら図ではこの幅を縮めて 0cm としている(図-2 参照)。この位置で上流と下流からそれぞれ延長したエネルギー線が交差するところのエネルギー水頭差を流出管の速度水頭で除した値がエネルギー損失係数 $K_{e1} = 0.28$ である。また、圧力損失係数 K_{p1} に関しては、同様な手法で上流と下流の動水勾配線を利用して $K_{p1} = 0.28$ が得られる。このときのマンホール水面は 26.7cm 付近にある。

また、横流入管 2 に関しては水は静止状態にあるのでマンホール水位と上流側のエネルギー線 (= 動水勾配線) の位置は同じ高さにある。このことからマンホールと横流入管との接続位置でのエネルギー水頭を考えれば、エネルギー損失係数は 0 になる。

図-10 エネルギー損失係数 K_{e1} と圧力損失係数 K_{p1} の結果

図-11 エネルギー損失係数 K_{e2} と圧力損失係数 K_{p2} の結果

一方、下流側のエネルギー線の延長線がマンホールに交差する位置でのエネルギー水頭は、上流側のエネルギー線よりも大きくなっていることがわかる。水が流入管2に逆流することはない、この流況ではエネルギー損失係数 $K_{e2} = -0.73$ と負の値となる。この値を式(3)に代入して、圧力損失係数を求めると $K_{p2} = 0.27$ となり、図-11 中の実験結果を再現することができる。以上のことから、流量比が小さいときには、上述した現象が起きており、見かけ上エネルギー損失係数が負の値をとる。

Type D は他の Type と比べて流入管 1 の内径 D_1 が小さいことから、流入管 1 からの流入水がマンホールを流下するときの速度がより大きくなったため負の値がより大きくなった。

図-9 に示す合成した損失係数 K と流量比 Q_{lat}/Q_o との関係から、Type B~Type D では、 Q_{lat}/Q_o が 0.5 付近で損失係数が極小値をとることがわかる。これは、直管からの流入量と横流入管からの流量の合計が同じであり、特に流入管 1 の速度水頭とエネルギー水頭がそれほど大きくならないことによる。

(2) 流入管を異径とした場合

図-12 と図-13 に流入管をすべて異径とした場合のエネルギー損失係数 K_{e1} 、 K_{e2} と流量比 Q_{lat}/Q_o の関係を示す(図-8 参照)。

図-12 エネルギー損失係数 K_{e1} と流量比 Q_{lat}/Q_o の関係 (Type E を追加)

図-13 エネルギー損失係数 K_{e2} と流量比 Q_{lat}/Q_o の関係 (Type E を追加)

図-12 に示す Type D と Type E に関する流入管 1 のエネルギー損失係数 K_{e1} を比較すると、流入管 1 の管径が 3cm で同じであることから流量比 Q_{lat}/Q_o が 0 から 0.5 の範囲では Type D と Type E の損失係数はほぼ同じである。 Q_{lat}/Q_o が 0.5 を超えて大きくなると、管径が異なる Type E の損失係数がやや小さくなった。これは Type E の方が横流入管の管径が 5cm 及び 4cm と Type D の 3cm よりも大きいことから、マンホール底面のインバートの深さと幅が大きく、横流入管からの流入水の下半分の流れがマンホール内を流下しやすくなり、この影響で流入管 1 からの流入水もより流出しやすくなったためと推察される。

図-13 に示す横流入管のエネルギー損失係数 K_{e2} を見てみると、流量比 Q_{lat}/Q_o が 0.5 より小さいとき、流入管の管径が 3cm とすべて等しい Type D にくらべて、Type E の損失係数 K_{e2} は同じかやや小さくなった。横流入量が増加するのに伴いインバートの効果が表れた結果だと思われる。 Q_{lat}/Q_o が 0.5 より大きくなると、流入管の内径がいずれも 5cm である Type B の損失係数とほぼ同じ値になった。このように Type E では横流入量が増加するほど、Type B と同じインバートの効果が表れる。

6. エネルギー損失係数の定式化

ここでは、著者らが 3 方向接合円形落差マンホールのエネルギー損失係数の算定式を開発した手順¹⁸⁾で 4 方向接合円形マンホールに関しても定式化を行う。

(1) 定式化

実測値を再現できるように、エネルギー損失係数の算定式として、流入管をすべて同一径とした Type A から Type D の実験結果を基に式(10)~式(16)を新たに提案する。これらの式は関数形が実験結果を表現しうるように、式(10)~式(16)中の種々の係数と乗数に検討を加えながら決定したものである。直管流れとそれに直交する横流入管に関するエネルギー損失係数はそれぞれ K_{e1} 、 K_{e2} であり、式(10)と式(14)により求める。式(10)と式(14)はいずれも 2 項の和となっており、1 項目にはマンホール径比 (b/D_o)、流量比(Q_{lat}/Q_o)及びマンホール底面形状の影響が考慮されており、流入管と流出管がすべて同一径の場合に算定される値である。2 項目には管径比 (D_o/D_i) が考慮されており、流入管と流出管の内径が異なる場合に付加する項となっている。また、式(13)と式(16)はいずれも 2 項の和となっており、1 項目は計算対象の管路、2 項目は計算対象の管路ではないが、流量比によって計算対象の管路に影響を与えるため、このような式形にしている。

$$K_{e1} = K_0 C_{Q1} C_B + C_{D1} \quad (10)$$

$$K_0 = 0.702 \left(\frac{b}{D_o} \right)^{0.63} \quad (11)$$

$$C_{Q1} = a_1 \left(\frac{Q_{lat}}{Q_o} \right)^2 + b_1 \left(\frac{Q_{lat}}{Q_o} \right) + c_1 \quad (12)$$

$$C_{D1} = \alpha_1 \left\{ \left(\frac{D_o}{D_1} \right)^4 - 1 \right\}^{\beta_1} \left(1 - \frac{Q_{lat}}{Q_o} \right)^{\gamma_1} + \alpha_2 \left\{ \left(\frac{D_o}{D_2} \right)^4 - 1 \right\}^{\beta_2} \left(\frac{Q_{lat}}{Q_o} \right)^{\gamma_2} \quad (13)$$

$$K_{e2} = K_0 C_{Q2} C_B + C_{D2} \quad (14)$$

$$C_{Q2} = a_2 \left(\frac{Q_{lat}}{Q_o} \right)^2 + b_2 \left(\frac{Q_{lat}}{Q_o} \right) + c_2 \quad (15)$$

$$C_{D2} = \alpha_3 \left\{ \left(\frac{D_o}{D_2} \right)^4 - 1 \right\}^{\beta_3} \left(\frac{Q_{lat}}{Q_o} \right)^{\gamma_3} + \alpha_4 \left\{ \left(\frac{D_o}{D_1} \right)^4 - 1 \right\}^{\beta_4} \left(1 - \frac{Q_{lat}}{Q_o} \right)^{\gamma_4} \quad (16)$$

ここに、 C_B はマンホール底面のインバートに関する係数で、既往研究¹⁸⁾より管径の1/2のインバートの場合、 $C_B = 0.95$ としている。

定式化はまず、すべての管が同一径である Type A の実測値を基に式(12)と式(15)の2次曲線に関わる係数を決定した。このとき式(13)と式(16)の値は0である。具体的には、 $b/D_o = 18\text{cm}/5\text{cm} = 3.6$ なので式(11)より、

$$K_0 = 0.702(3.6)^{0.63} = 1.5733$$

また、式(10)より、

$$K_{ei} = K_0 C_{Qi} C_B = 1.5733 C_{Qi} \times 0.95 = 1.4946 C_{Qi}$$

したがって

$$C_{Qi} = \frac{K_{ei}}{1.4946} \quad (17)$$

1) 係数 a_1, b_1, c_1 と a_2, b_2, c_2 の決定

式(17)を用いて作成した図を図-14に示す。直管流れ(180°)の損失係数の実測値 K_{e1} と流量比 Q_{lat}/Q_o との関係から式(17)を用いて求めた C_{Q1} の値をプロットした図-14から式(12)を導出した。また、直管流れに直交する横流入管(90°)の損失係数の実測値 K_{e2} と流量比 Q_{lat}/Q_o との関係から式(17)を用いて求めた C_{Q2} の値をプロットした図-14から式(15)を導出した。

以上から a_1, b_1, c_1 と a_2, b_2, c_2 を下記のように決定した。

$$a_1 = 0.1416, b_1 = 0.2409, c_1 = 0.2012$$

$$a_2 = -0.7289, b_2 = 1.6626, c_2 = -0.5167$$

続いて管径比の違いによる影響を表現するために、Type A～Type Dの実測値をもとに式(13)と式(16)に関わ

る係数、乗数を決定した。ここで流量比にかかる乗数は曲線の形を決定するものであり、各項の係数は曲線のスケールを決定づけるものである。また{管径比の4乗-1}にかかる乗数は流量比が0のとき(流量比の影響がないところ)の管径比の違いによる影響を表現しうるように決定した。

2) 係数 $\alpha_1 \sim \alpha_4$ と乗数 $\beta_1 \sim \beta_4$ の決定

式(13)は2項の和からなっており、1項目は $Q_{lat}/Q_o = 0$ の条件下で Type A～Type D のそれぞれの K_{e1} の実測値(図-6)と $(D_o/D_1)^4 - 1$ との関係から α_1 と β_1 を決定し定式化した(図-15(180°))。2項目は $Q_{lat}/Q_o = 1$ の条件下で Type A～Type D のそれぞれの K_{e1} の実測値(図-6)と $(D_o/D_1)^4 - 1$ との関係から α_2 と β_2 を決定し定式化した(図-16(180°))。また、式(16)も2項の和からなっており、1項目は $Q_{lat}/Q_o = 1$ の条件下で、Type A～Type D のそれぞれの K_{e2} の実測値(図-7)と $(D_o/D_2)^4 - 1$ との関係から α_3 と β_3 を決定し定式化した(図-15(90°))。2項目は $Q_{lat}/Q_o = 0$ の条件下で、Type A～Type D のそれぞれの K_{e2} の実測値(図-7)と $(D_o/D_2)^4 - 1$ との関係から α_4 と β_4 を決定し定式化した(図-16(90°))。

以上から $\alpha_1 \sim \alpha_4, \beta_1 \sim \beta_4$ を下記のように決定した。

$$\alpha_1 = 0.25, \alpha_2 = 0.1, \alpha_3 = 0.25, \alpha_4 = -0.9$$

$$\beta_1 = 1.3, \beta_2 = 0.45, \beta_3 = 1.0, \beta_4 = 0.65$$

3) 乗数 $\gamma_1 \sim \gamma_4$ の決定

式(13)と式(16)の流量比に関する乗数 $\gamma_1 \sim \gamma_4$ は、図-12と図-13の Type A～Type D の実測値にほぼ一致するように決定した。その結果 $\gamma_1 = 1.7, \gamma_2 = 1.0, \gamma_3 = 2.2, \gamma_4 = 3.3$ が得られた。

図-14 C_{Qi} と流量比 Q_{lat}/Q_o の関係

図-15 α_1 と β_1 及び α_3 と β_3 の決定図

式(13)と式(16)を考慮した式(10)と式(14)による計算結果(実線)と実測値の比較を図-17と図-18に示す。

(2) 著者らが開発した 2 方向接合及び 3 方向接合マンホールにおけるエネルギー損失係数の計算式との比較

ここでは, $Q_{lat} = 0$ の場合と $Q_{lat} = Q_o$ の場合において著者らが開発した 2 方向接合及び 3 方向接合マンホールにおける計算値と, 本研究で開発した 4 方向接合マンホールでの計算値との比較を行い, 本式の有用性を示す。

1) $Q_{lat} = 0$ の場合

$Q_{lat} = 0$ のときは, 流入管 1 と流出管にしか水が流れ

図-16 α_2 と β_2 及び α_4 と β_4 の決定図

図-17 K_{e1} に関する実測値と計算値の比較

図-18 K_{e2} に関する実測値と計算値の比較

ていないので, 2 方向接合及び 3 方向接合マンホールの直管と同じ状態なる. 既往研究による 2 方向接合及び 3 方向接合マンホールのエネルギー損失係数の計算式はそれぞれ式(18)¹³⁾, 式(19)¹⁸⁾ (式(5)からの変形) となる. これと 4 方向接合マンホールの式(10)から計算すると, Type A ではその値はそれぞれ $K_{e1} = 0.324, 0.306, 0.301$ となり, 実測値 0.318 に近い値となる. 4 方向接合マンホールでの値が他の接合マンホールでの値よりもやや小さい値となったが, 海外の既往研究と比較しても妥当な値である¹⁾.

$$K_e = \left[0.09 \left(\frac{b}{D_o} \right) (1 - \sin \theta) + 1.3 \left(\frac{b}{D_o} \right)^{0.15} \sin \theta \right] \left(\frac{D_o}{D_1} \right)^{3.2} \quad (18)$$

ここに, Type A (直管) では $b/D_o = 18\text{cm}/5\text{cm} = 3.6$, $D_o = D_1$, $\theta = 180^\circ$ である.

$$K_{ei} = K_0 C_Q C_B \quad (19)$$

ここに, $K_0 = 0.702(3.6)^{0.63} = 1.573$, $C_Q = 0.2046$, $C_B = 0.95$ である.

以上の手順で Type A~Type D について整理したものを表-3 に示す. 2 方向接合マンホールで Type C と Type D での計算値が実測値に合っていないのは, 式(18)を作成する際に流入管を 5cm, 流出管を 5cm と 6cm の 2 種でしか検討していないことによると考えられる. 式(18)の流入管 D_1 と流出管 D_o の比率の指数部分の値 3.2 をより大きい値に修正すれば, 実測値により近づけることはできる. 3 方向接合マンホールと 4 方向接合マンホールでは, いずれも Type B での計算値と実測値のずれが他の Type よりもやや大きい. それでも全体的に本研究での提案式(10)の計算精度が高いことがわかる.

2) $Q_{lat} = Q_o$ の場合

$Q_{lat} = Q_o$ のときは, 3 方向接合マンホールにおいて 2 本の流入管が向い合う状態になるので, この状態で 3 方向接合マンホールと 4 方向接合マンホールでのエネルギー損失係数の計算値の比較を行う. 3 方向接合マンホールでは, $K_0 = 1.573$, $C_Q = 0.4$, $C_B = 0.95$ を式(19)に代入すると $K_{e2} = 0.598$, 4 方向接合マンホールでは式(14)から $K_{e2} = 0.623$ となりいずれも実測値 0.609 に近い.

表-3 従来の計算式と本研究の提案式の比較 ($Q_{lat} = 0$)

$Q_{lat}=0$ ($Q_1=Q_o$)	2方向接合			3方向接合		4方向接合	
	実測値 K_{e1}	計算値 K_{e1}	誤差(%)	計算値 K_{e1}	誤差(%)	計算値 K_{e1}	誤差(%)
Type A	0.318	0.324	-1.9	0.306	3.8	0.301	5.3
Type B	0.621	0.581	6.4	0.461	25.8	0.542	12.7
Type C	1.683	1.186	29.5	1.570	6.7	1.815	-7.8
Type D	8.736	2.977	65.9	8.898	-1.9	8.718	0.2

以上の手順で Type A～Type D について整理したものを表-4 に示す。以上のことから 4 方向接合マンホールの計算式の有用性を確認することができた。

(3) 異径管での提案式の検証

ここでは、管内径がすべて異なる条件下で提案式による計算値と実測値の比較を行い、計算式の妥当性を検証する。図-19 に Type E(3-5-4-6)の実験結果 K_{e1} , K_{e2} , K_{e3} と式(10), 式(14)及び式(20)の計算値を示す。この図からわかるように、流入管の管径がいずれも異なる場合でも 3 種類の損失係数の計算値は実測値をほぼ再現できている。

$$K_{e3} = K_0 C_{Q3} C_B + C_{D3} \quad (C_{Q3} = C_{Q2}) \quad (20)$$

$$C_{D3} = \alpha_3 \left\{ \left(\frac{D_o}{D_3} \right)^4 - 1 \right\}^{\beta_3} \left(\frac{Q_{lat}}{Q_o} \right)^{\gamma_3} + \alpha_4 \left\{ \left(\frac{D_o}{D_1} \right)^4 - 1 \right\}^{\beta_4} \left(1 - \frac{Q_{lat}}{Q_o} \right)^{\gamma_4} \quad (21)$$

提案式を実流域での内水氾濫計算に利用するには、マンホール水位の計算が必要である。マンホールより下流側での動水勾配線がマンホールに交差するところの高さに式(2)と式(3)から得られた圧力損失係数に下流管の速度水頭を乗じて算出した圧力損失水頭を加えてマンホール水位とし、そこから上流に向けて動水勾配線を計算すれば良い。提案式は管路の上流から下流に向かって雨水が流れるときの計算式である。逆流時の計算式は、未だ研究例がないため管路のみで接続されて分岐する point 接合の計算式を使うしか方法がない。今後は、異径管の平面的な配置を変えて計算式のさらなる検証を行う予定である。

7. 結論

十字路交差点下に敷設される 4 方向接合円形マンホールのエネルギー損失に関して本研究で得られた知見を簡単にまとめると以下になる。

- 1) 管路圧力流れにおいて、流入管を 3 本とも同一径とした 4 種の管径の条件下で、マンホールで生じるエネルギー損失を実験的に明らかにした。
- 2) この実験結果を基に流出管に対して 180° に流入する管路と 90° の角度で流入する管路に関するエネルギー損失係数の計算式を新たに考案した。
- 3) この計算式を利用して、各管の内径が異なる場合のエネルギー損失係数を算出した結果、実験結果をほぼ再現できることを示した。

表-4 従来の計算式と本研究の提案式の比較($Q_{lat} = Q_o$)

$Q_{lat}=Q_o$ ($Q_1=0$)	3方向接合			4方向接合	
	実測値 K_{e2}	計算値 K_{e2}	誤差(%)	計算値 K_{e2}	誤差(%)
Type A	0.609	0.598	1.8	0.623	-2.3
Type B	0.962	0.883	8.2	0.824	14.3
Type C	1.551	1.701	-9.7	1.571	-1.3
Type D	4.306	4.347	-1.0	4.306	0.0

図-19 提案式の異径管での検証結果

今後は、異径管の平面的な配置を変えた実験を実施し、計算式の妥当性をさらに検証する予定である。なお、今回の実験では対向する 2 本の流入管の流量はそれぞれ同じ値で設定していることから、今後は対向する管の流量も変化させた検討を行いたい。さらには、流入管と流出管との間の落差を考慮した定式化も進めていきたい。

謝辞：本研究にあたり、松江工業高等専門学校の卒業生、松浦 漢氏、金長雄太氏、高見結衣氏、小原拓真氏には実験およびデータ整理等で熱心に協力いただいた。ここに記して深甚の謝意を表す次第である。

参考文献

- 1) 荒尾慎司, 楠田哲也：2 方向接合マンホール部のエネルギー損失特性—レビューと課題—, 下水道協会誌, Vol. 33, No. 396, pp. 75-86, 1996.
- 2) 荒尾慎司, 楠田哲也：3 方向接合マンホール部のエネルギー損失特性—レビューと課題—, 下水道協会誌, Vol. 33, No. 397, pp. 67-75, 1996.
- 3) 井藤元暢, 高部一彦：圧力管流れにおけるマンホール損失に関する実験的研究, こうえいフォーラム, 第 26 号, pp. 17-26, 2018.
- 4) Sangster, W. M., Wood, H. W., Smerdon, E. T. and Bossy, H. G. : Pressure changes at open junctions in conduits, *Trans. ASCE*, Vol. 126, pp. 364-396, 1961.
- 5) Townsend, R. D. and Prins, J. R. : Performance of model storm sewer junctions, *J. Hydraul. Div., Am. Soc. Civ. Eng.*, Vol. 104 (HY), pp. 99-104, 1978.
- 6) Lindvall, G. : Head losses at surcharged manholes with a main pipe and 90° lateral, *Proc. 3rd Int. Conf. on Urban Storm Drainage*, Chalmers Univ. of Technology, Goetborg, Sweden, pp. 137-146, 1984.
- 7) Marsalek, J. : Head losses at selected sewer manholes, Special Report, No. 52, American Public Works Association.

- tion, Chicago, 1985.
- 8) Johnston, A. J. and Volker, R. E. : Head losses at junction boxes, *J. Hydraul. Eng., Am. Soc. Civ. Eng.*, Vol. 116, No. 3, pp. 326-341, 1990.
 - 9) Urban Drainage Design Manual, HEC22 (<http://www.fhwa.dot.gov/bridge/hec22.pdf>), 2001.
 - 10) Hare, C. M. and O'Loughlin, G. G. : An algorithm for pressure head change coefficients at stormwater manholes, in *Urban Drainage and New Technologies (UDI'91)*, Dubrovnik, Elsevier, London, 1991.
 - 11) Kerenyi, K. and Jones, S. : Energy losses in storm drain access holes, January/February 2006 Publish Road, U.S. Department of Transportation, Federal Highway Administration, 2006.
 - 12) 荒尾慎司, 楠田哲也 : 3 方向接合マンホールの損失特性に関する実験的研究, *環境工学研究論文集*, Vol. 40, pp. 421-429, 2003.
 - 13) 荒尾慎司, 楠田哲也 : 管水路流れにおける 2 方向接合円形落差マンホール部の形状損失の定式化, *土木学会論文集 G*, Vol. 62, No. 1, pp. 162-170, 2006.
 - 14) 荒尾慎司, 森山克美, 浅田純作, 広瀬 望, 楠田哲也 : 管水路流れにおける 3 方向接合円形マンホールのエネルギー損失特性, *水工学論文集*, 第 55 巻, pp. S_925-S_930, 2011.
 - 15) 平塚俊祐, 野津翔平, 荒尾慎司, 楠田哲也, 広瀬 望, 浅田純作 : 3 方向接合円形落差マンホールの損失特性一定式化に向けて一, 平成 23 年度第 63 回土木学会中国支部研究発表会概要集, 2011.
 - 16) Arai, S., Kusuda, T., Moriyama, K., Hiratsuka, S., Asada, J. and Hirose, N. : Energy losses at three-way circular drop manholes under surcharged conditions, *Water Science & Technology*, Vol. 66, No. 1, pp. 45-52, 2012.
 - 17) 平塚俊祐, 荒尾慎司, 楠田哲也 : 管水路流れにおける 3 方向接合円形マンホールのエネルギー損失の定式化, *水工学論文集*, 第 57 巻, pp. I_661-I_666, 2013.
 - 18) Arai, S., Hiratsuka, S. and Kusuda, T. : Formula on energy losses at three-way circular drop manholes under surcharge flow, *Journal of JSCE*, Vol. 4, pp. 19-37, 2016.
 - 19) Stein, S. M., Dou, X., Umbrell, E. R. and Jones, J. S. : Storm sewer junction hydraulics and sediment transport, US Federal Highway Administration Turner-Fairbanks Highway Research Centre, VA (available on www.tfhrc.gov/structr/hydrcls/pdf/3.pdf), 1999.
 - 20) U.S. Department of Transportation, Federal Highway Administration, Urban Drainage Design Manual, Hydraulic Engineering Circular No. 22, Third Edition, Office of Engineering, Office of Technology Applications, Washington, DC, 2009.
 - 21) Ryu, T. H., Kim, J. S. and Yoon, S. E. : An experimental study for estimation of head loss coefficients at surcharged four-way combining manholes, *J. Korea Water Resour. Assoc.*, Vol. 49, No. 12, pp. 1015-1025, 2016.

(2018. 11. 5 受付)

FORMULA ON ENERGY LOSSES AT FOUR-WAY CIRCULAR MANHOLE UNDER SURCHARGE FLOW

Shinji ARAO, Shunsuke HIRATSUKA and Tetsuya KUSUDA

Energy loss in a manhole which is a junction of rainwater pipes and/or combined pipes is an important factor for more accurate calculation of inundation. The authors have formulated energy loss coefficients in two-way and three-way circular drop manholes where one or two inflow pipes are connected with an outflow pipe. Since there are few researches on the four-way manhole where three inflow pipes are connected with an outflow pipe like one at an intersection, we conducted experiments on energy loss in a four-way circular manhole to which three inflow pipe and an outflow pipe with several kinds of inner diameter of the pipes and flow rate. We successfully obtained energy loss characteristics in the manhole with experiments. Furthermore, we developed formulas on the energy loss coefficients on the manhole, considering structural elements and hydraulic factors on pipe and manhole. The results calculated with the formulae are agreed fairly with the measured values.